



**Alexandre Medeiros Heirich
Bruno Victor Simão**

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UMA BANCADA
DIDÁTICA PARA ENSAIOS DE VIBRAÇÕES**

Horizontina

2013

**Alexandre Medeiros Heirich
Bruno Victor Simão**

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UMA BANCADA DIDÁTICA
PARA ENSAIOS DE VIBRAÇÕES**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Fabiano Cassol, Dr.

Horizontina

2013

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Desenvolvimento e análise de uma bancada didática para ensaios de
vibrações”**

Elaborada por:

**Alexandre Medeiros Heirich
Bruno Victor Simão**

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 28/11/2013
Pela Comissão Examinadora**

**Dr. Fabiano Cassol
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Esp. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2013**

À FAMÍLIA...

Nosso alicerce, nosso porto seguro. Dedicamos a vocês nossas conquistas, nossos sonhos, nosso diploma.

AGRADECIMENTO

À família, pelo incondicional apoio em todos os momentos. Aos amigos e colegas, pelo incentivo e apoio constante, em especial Valter Schmidt e William Stringari que nos ajudaram durante a fabricação da bancada. Aos professores que nos auxiliaram em toda a jornada, em especial o professor e amigo Fabiano Cassol, pela paciência na orientação e incentivo que tornaram possível a conclusão desta monografia e a Deus, pois o que seria de nós sem a fé que temos nele.

“Se faltar o vento, a gente inventa.”

Humberto Gessinger

RESUMO

Considerando o contexto em que grande parte das atividades envolvem vibrações e que muitas vezes o fenômeno é de difícil compreensão, é de fundamental importância tanto o estudo deste fenômeno quanto sua influência. O objetivo que este trabalho apresenta, é desenvolver, através de uma pesquisa exploratória, os elementos funcionais de uma bancada didática que sirva como ferramenta de ensino durante a aprendizagem de estudantes no estudo de vibrações mecânicas, sendo capaz de auxiliar tanto na determinação da constante de rigidez (k) de uma mola quanto no coeficiente de amortecimento viscoso de um amortecedor (c), simular variadas frequências com a finalidade de visualizar a reação de um sistema composto por massa e mola quando em ressonância, ajudando a identificar a frequência em que o fenômeno ocorre, determinar o amortecedor ideal (C_c) para o sistema massa-mola em análise e identificar a taxa de transmissibilidade de deslocamento (T_d) para um sistema composto por massa, mola e amortecedor quando excitado por uma força externa. Através dos resultados obtidos e do conceito proposto, desenvolveram-se, os elementos funcionais de uma bancada didática que não é só capaz de executar os ensaios apontados, como também outras análises podem ser elaboradas. Também é válido citar que durante o desenvolver do trabalho é analisado e identificado a necessidade de experimentos práticos, possibilitando a comprovação de teorias ocasionando em um maior aprendizado prático para estudantes de vibrações. Conclui-se que por mais que alguns dos fenômenos envolvendo o sistema massa-mola-amortecedor demonstrados pela bancada didática possam ser encontrados através de equações, um melhor conhecimento sobre o fenômeno é adquirido de forma prática ficando, portanto, como principal contribuição deste trabalho a possibilidade de ilustrar experimentalmente os diversos conceitos envolvendo o fenômeno de vibrações.

Palavras-chave: Ensaio de vibrações. Sistema massa – mola – amortecedor. Ressonância.

ABSTRACT

Considering the context in which most human activities involve vibrations directly or indirectly, and this phenomenon is often misunderstood, it is of fundamental importance both the study of this phenomenon as its influences. The objective that this paper presents is to develop, through an exploratory research, the functional elements of a stand that serves as a didactic teaching tool for the learning of students in the study of mechanical vibrations, being able to assist in determining the constant stiffness (k) of a spring as the viscous damping coefficient of a shock absorber (c), to simulate different frequencies in order to visualize the reaction of one system composed of a mass and a spring in resonance, helping to identify the frequency when the phenomenon occurs, to determine the critical damping coefficient (C_c) for the mass-spring system in question and identify the transmission rate of displacement (T_d) to a system consisting of the mass, spring and shock absorber when excited by an external force. Through the results obtained and the proposed concept, it is possible to developed the functional elements of a didactic stand that not is just able to perform the indicated tests, as well as other analyzes. It is also valid to comment that this paper analyzes and identifies the need of practical experiments, enabling the proof of theories, resulting in a greater practical learning for students of vibrations. It was concluded that even that the phenomena involving the system mass-spring-damper, demonstrated by the didactic stand can be found through equations, a better understanding of the phenomenon is acquired experimentally being, therefore, as the main contribution of this paper, a possibility of illustrate experimentally the various concepts involving the phenomenon of vibrations.

Keywords: Vibrations tests. Mass-Spring-Damper System. Resonance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Exemplo de força exercida em uma mola	17
Figura 2 – Gráfico de uma mola linear x não linear	18
Figura 3 – Exemplo de elemento dissipador por amortecimento viscoso.	19
Figura 4 – Sistemas com um, dois e três graus de liberdade	20
Figura 5 – Gráfico de um sistema subamortecido.....	21
Figura 6 – Gráfico de um sistema criticamente amortecido	22
Figura 7 – Gráfico de um sistema superamortecido	22
Figura 8 – Corpo de prova composto pela massa da base e da anilha	36
Figura 9 – Sistema massa-mola excitado por vibração forçada	37
Figura 10 – Sistema oscilador da bancada didática	40
Figura 11 – Ressalto da roda motora.....	41
Figura 12 – Sistema condutor de vibrações.....	42
Figura 13 – Sistema de análise.....	42
Figura 14 – Sistema de leitura de deslocamento	43
Figura 15 – Bancada didática para simulação de vibrações	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Média da variação do comprimento das molas em função de uma massa	45
Tabela 2 – Constante de rigidez das molas analisadas.....	46
Tabela 3 – Desvio Padrão e Coeficiente de Variação do ensaio	46
Tabela 4 – Velocidade média do deslocamento da haste do amortecedor em função de uma massa	47
Tabela 5 – Coeficiente de amortecimento viscoso dos amortecedores analisados	48
Tabela 7 – Frequência do sistema oscilador x Amplitude da base	49
Tabela 8 – Frequência de ressonância dos corpos de prova	49
Tabela 9 – Frequência natural teórica dos corpos de prova	50
Tabela 10 – Erro da bancada em identificar a frequência natural do sistema massa - mola..	50
Tabela 11 – Frequências naturais teóricas e ensaiadas.....	51
Tabela 12 – Erro da bancada em identificar o coeficiente de amortecimento crítico do sistema massa - mola	51
Tabela 13 – Deslocamento dos corpos de prova.....	52
Tabela 14 – Deslocamento teórico dos corpos de prova.....	52
Tabela 15 – Erro no ensaio de transmissibilidade da bancada	53

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1	VIBRAÇÕES	15
2.1.1	IMPORTÂNCIA DO ESTUDO DA VIBRAÇÃO	15
2.1.2	COMPONENTES ELEMENTARES DE UM SISTEMA VIBRATÓRIO	16
2.1.3	GRAUS DE LIBERDADE	19
2.1.4	CLASSIFICAÇÃO DE VIBRAÇÕES	20
2.2	ENSAIOS	22
2.3	DEFINIÇÕES E TERMINOLOGIAS	23
2.4	EQUACIONAMENTO	24
2.4.1	CONSTANTE DE RIGIDEZ DE MOLA LINEAR	24
2.4.2	COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO	25
2.4.3	FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA MASSA-MOLA	25
2.4.4	EQUAÇÃO DO MOVIMENTO COM AMORTECIMENTO VISCOSO E AMORTECIMENTO CRÍTICO	27
2.4.5	FATOR DE AMORTECIMENTO	29
2.4.6	TRANSMISSIBILIDADE DE DESLOCAMENTO DE UM SISTEMA AMORTECIDO A UM MOVIMENTO HARMÔNICO DE BASE	29
3	METODOLOGIA	30
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADAS	30
3.2	ROTEIROS DE ANÁLISE DOS FENÔMENOS SIMULADOS PELA BANCADA	31
3.2.1	– ROTEIRO PARA DETERMINAR A CONSTANTE DE RIGIDEZ (K) DE UMA MOLA	31
3.2.2	– ROTEIRO PARA DETERMINAR O COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO DE UM AMORTECEDOR	32
3.2.3	– ROTEIRO PARA DETERMINAR FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA MASSA-MOLA	33
3.2.4	– ROTEIRO PARA DETERMINAR O COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO (Cc) PARA UM SISTEMA CRITICAMENTE AMORTECIDO	33
3.2.5	– ROTEIRO PARA DETERMINAR A TRANSMISSIBILIDADE DE DESLOCAMENTO (Td) EM SISTEMAS AMORTECIDOS	34
3.3	MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	35
4	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	37
4.1	– DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO DA BANCADA	37
4.2	– FABRICAÇÃO DA BANCADA	40
4.3	– ENSAIOS E ANÁLISES DO DISPOSITIVO	44

4.3.1 – DETERMINAR A CONSTANTE DE RIGIDEZ (K) DE UMA MOLA	44
4.3.2 – DETERMINAR O COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO (C) DE UM AMORTECEDOR	46
4.3.3 – DETERMINAR FREQUÊNCIA NATURAL DE UM SISTEMA MASSA-MOLA	48
4.3.4 – DETERMINAR O COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO VISCOSO (Cc) PARA UM SISTEMA CRITICAMENTE AMORTECIDO.....	50
4.3.5 – DETERMINAR A TRANSMISSIBILIDADE DE DESLOCAMENTO (Td) EM SISTEMAS AMORTECIDOS.....	51
4.4 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	53
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	55
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56

1 INTRODUÇÃO

Considerando o contexto em que grande parte das atividades humanas envolvem o fenômeno de vibrações direta ou indiretamente e que muitas vezes o fenômeno é mal compreendido, é de fundamental importância tanto seu estudo quanto sua influência. A presente informação, de que é necessária uma maior compreensão sobre o fenômeno de vibrações, foi constatada principalmente durante estudos de dinâmica dos sistemas mecanizados, onde os estudantes apresentam grande dificuldade em compreender o comportamento de um sistema mecânico constituído por um sistema massa e mola quando submetido a vibrações forçadas, bem como as variações deste comportamento devido à alteração ou inserção de componentes.

Partindo do pressuposto de que a FAHOR (Faculdade Horizontina) não dispõe de um laboratório de vibrações, bem como de equipamentos para visualização prática dos conceitos de vibrações mecânicas, e que esta visualização ou interação é de fundamental importância na construção do conhecimento de acadêmicos de engenharia, identificou-se a oportunidade do desenvolvimento de um dispositivo para simulação, direcionado a aprendizagem destes comportamentos. A partir deste cenário, surgiu a questão de como demonstrar estes fenômenos mecânicos de forma a facilitar a explicação a respeito do conteúdo de vibrações envolvendo massa, mola e amortecedor.

Ao analisar o problema proposto, conclui-se que uma forma viável e adequada de solucioná-lo é o desenvolvimento de um equipamento didático que possibilite a visualização prática da teoria abordada nos estudos de vibrações mecânicas, sendo este equipamento, uma bancada didática para ensaios de vibrações.

Justifica-se este trabalho pelo fato de que experimentos práticos durante o decorrer das atividades didáticas contribuem significativamente para o aprendizado e o interesse do aluno no assunto em questão (BORTOLAIA; RASIA; VALDIERO apud JAVARONI, 2007). Sendo assim, uma bancada didática permitirá que o aluno se familiarize com os componentes de um sistema de vibrações e assimile com maior facilidade a teoria vista em aula.

O objetivo geral que este trabalho apresenta, é desenvolver os elementos funcionais de uma bancada didática que sirva como ferramenta de auxílio durante a aprendizagem de estudantes no estudo de vibrações mecânicas, que simule variadas frequências com a finalidade de se visualizar a reação de um sistema composto por massa e mola quando em ressonância e amortecido. Partindo da necessidade da experimentação para uma melhor compreensão dos fenômenos em questão, buscou-se desenvolver um dispositivo que seja capaz de:

- Auxiliar na determinação da constante de rigidez (k) de uma mola;
- Auxiliar na determinação do coeficiente de amortecimento viscoso (c) de um amortecedor;
- Fornecer as condições necessárias para que um sistema massa – mola entre em ressonância, identificando em que frequência o fenômeno ocorre;
- Determinar o amortecedor ideal para o sistema massa – mola em análise;
- Identificar a taxa de transmissibilidade (T_d) de deslocamento para o sistema massa – mola – amortecedor quando excitado por uma força externa.

Para que esses fenômenos sejam executados e analisados da forma correta, rotinas de ensaio referente a cada fenômeno deverão ser criadas. Por fim, é necessária uma comparação entre os resultados fornecidos pela bancada e resultados obtidos de forma teórica, com a finalidade de associação entre teoria e prática.

Além do presente capítulo, no qual se apresenta a introdução contendo o problema de pesquisa, a justificativa, os objetivos e as delimitações do trabalho, este documento está composto por mais cinco capítulos.

No capítulo 2, apresenta-se a revisão da literatura, abordando-se os principais conceitos a respeito de vibrações mecânicas, envolvendo a importância de seu estudo, seus principais componentes, sua classificação conforme organização espacial, sua classificação conforme o tipo de vibração, definições e terminologias, um breve descritivo a respeito de ensaios e as equações necessárias para a comprovação dos resultados fornecidos pela bancada.

No capítulo 3 apresenta-se a metodologia de pesquisa utilizada, abordando detalhadamente como foram executadas as atividades para chegar ao resultado final. Ainda nesse capítulo, levantaram-se os materiais e ferramentas que foram necessários para a elaboração do trabalho.

No capítulo 4, são apresentados os resultados, iniciando-se pelo desenvolvimento do conceito do protótipo, posteriormente sua fabricação e por fim a comprovação de seu funcionamento comparando resultados teóricos com os fornecidos pelo equipamento.

No capítulo 5, apresentam-se as conclusões da pesquisa, discutem-se as perspectivas quanto aos resultados alcançados e o cumprimento dos objetivos e proposta para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

No referencial teórico são levantados os conceitos referentes a vibrações mecânicas, aos corpos de prova que serão analisados, processo de análise e as variáveis que poderão ser manipuladas durante a análise.

2.1 VIBRAÇÕES

Compreende-se o fenômeno da vibração, conforme Soeiro (2008), como qualquer movimento que se repita, regular ou irregularmente, após um determinado intervalo de tempo. Sendo assim, a teoria das vibrações trata do estudo dos movimentos oscilatórios de corpos em torno de uma posição de equilíbrio e das forças associadas a eles.

2.1.1 Importância do estudo da vibração

De acordo com Rao (2008) o estudo de vibrações dentro da engenharia é de extrema importância, pois vibrações podem causar o aumento das tensões e perdas de energia além do desconforto e falhas mecânicas que danificam máquinas e equipamentos. Isso ocorre porque a vibração causa um desgaste mais rápido de componentes como rolamentos ou engrenagens, afrouxa ou solta elementos de fixação como porcas e parafusos e gera ruído excessivo.

Rao (2008) cita também que devido ao seu efeito devastador nas estruturas, os testes de vibrações tornaram-se um procedimento padrão no projeto e desenvolvimento dos sistemas de engenharia. Desta maneira a principal finalidade do estudo de vibrações é a de reduzir ou controlar seus efeitos através de projetos adequados de máquinas e de seus suportes.

Uma aplicação de grande importância nos estudos de vibrações é a suspensão automotiva. Conforme Ferreira (2003), a mola quando comprimida, por acumular energia de forma proporcional a compressão aplicada, reage, após a absorção da carga, liberando-a e com isso, oscilando.

Essa oscilação é perigosa, pois segundo Ferreira (2003), faz com que ocorra variação no contato do pneu com o solo, podendo ocasionar em desvios na trajetória

do veículo ou derrapagens. Para controlar esse efeito, existem os amortecedores, que além de permitir a compressão da mola sem oferecer resistência, minimizam sua oscilação dissipando a energia da mola.

2.1.2 Componentes elementares de um sistema vibratório

Os elementos que o compõem um sistema vibratório podem ser identificados e classificados, conforme Rao (2008) a partir da forma que manejam a energia mecânica:

- Massa ou inércia: armazena energia potencial gravitacional e energia cinética (associada à velocidade);
- Elemento elástico: armazena energia potencial elástica, associada à deformação elástica que o corpo sofre;
- Elemento dissipador: dissipa energia mecânica sob a forma de calor ou som.

Ainda conforme Rao (2008), a vibração de um sistema envolve a conversão de energia potencial em energia cinética e vice-versa. Se o sistema for amortecido, a energia é dissipada a cada ciclo da vibração, a qual deve ser repostada por uma fonte externa se um estado de vibração permanente deva ser mantido.

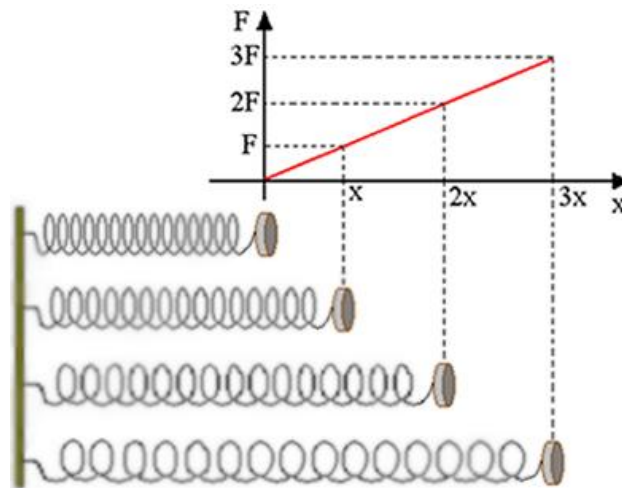
Conforme Miguel (2006), a massa é considerada como um corpo rígido, podendo perder ou ganhar energia cinética conforme seu deslocamento ao longo do tempo aumente ou diminua.

Ainda conforme Miguel (2006), um problema que constantemente acontece na prática é que existem várias massas no sistema, portanto existe a necessidade de se encontrar uma massa equivalente. Deve-se saber que esta massa deverá desenvolver a mesma energia cinética original do sistema.

Partindo da ideia de Rao (2008) em que elementos elásticos se comportam como molas, Provenza (1989), descreve mola como qualquer elemento capaz de sofrer deformações elásticas, que, conforme Rao (2008), são as deformações que ocorrem dentro do limite de escoamento do material da mola e também são elementos que absorvem e armazenam energias, como energia cinética ou potencial gravitacional, em forma de deformação ou em energia potencial elástica.

Conforme Miguel (2006), a mola é uma peça que possui flexibilidade elástica bastante elevada apresentando grandes deformações quando necessário. Rao (2008), acrescenta que uma força será desenvolvida na mola sempre que houver um movimento relativo entre suas duas extremidades como pode ser visto na figura 1.

Figura 1 – Exemplo de força exercida em uma mola

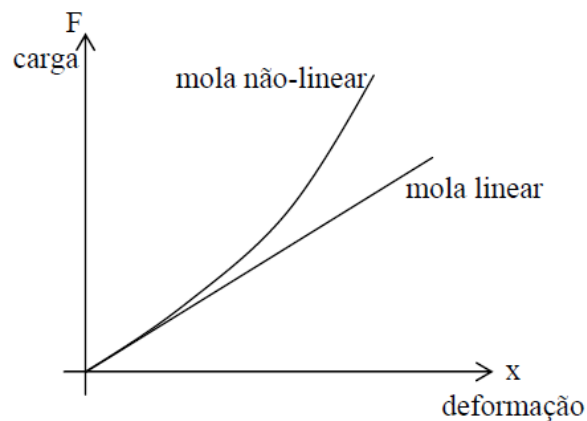


Fonte: Silva, ([s.d]).

Segundo Rao (2008), se de um modo geral, a mola for do tipo linear, no qual a massa e a capacidade de amortecimento destes elementos forem consideradas desprezíveis, esta força será diretamente proporcional à quantidade de deformação sofrida pelo elemento elástico, ou seja, a força (F) exercida será o produto da constante elástica (k) deste elemento com sua deformação (x).

Ainda Rao (2008), comenta que para muitas aplicações práticas, admite-se que as deflexões são pequenas e que a relação entre a força e a deformação é linear, porém elementos elásticos reais não são lineares e seguem esta ideia de força apenas até certa deformação, quando esta ultrapassa certo ponto, a tensão ultrapassa o limite de escoamento do material e a relação entre força e deformação torna-se não linear, como pode ser visto na figura 2.

Figura 2 – Gráfico de uma mola linear x não linear



Fonte: Miguel, 2006, p. 9.

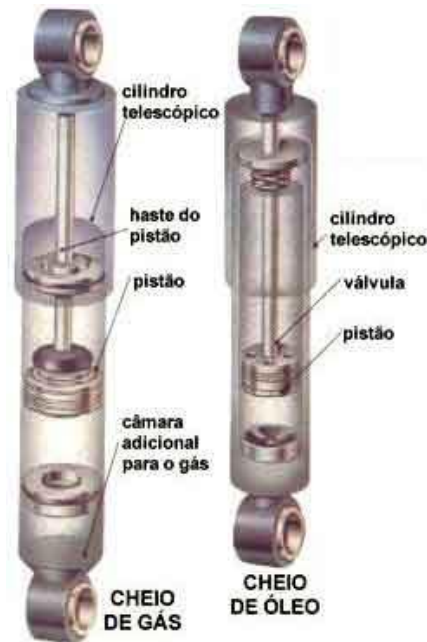
Conforme Bosch (2005), elementos dissipadores são elementos que convertem a energia das oscilações entre a massa a ser amortecida e o elemento oscilante (elemento elástico), em calor ou som. Seguindo esta ideia, Rao (2008), complementa que em virtude da redução da energia, a resposta do sistema diminui gradativamente. Sendo assim, a combinação desses fatores caracteriza o fenômeno do amortecimento.

Segundo Rao (2008), embora a quantidade de energia convertida em calor seja muito pequena, é necessário considerar o amortecimento para uma identificação precisa da resposta do sistema, sendo que para isso admite-se um elemento dissipador (amortecedor) sem massa e sem elasticidade e que a força de amortecimento só existirá se houver uma velocidade relativa entre as duas extremidades. Sendo assim, a força de amortecimento será o produto da constante de amortecimento (resistência) deste elemento com sua velocidade relativa entre as extremidades.

Conforme Rao (2008), um elemento dissipador é classificado como de amortecimento viscoso quando a resistência oferecida à sistemas mecânicos vibrantes provier de um fluido, sendo sua viscosidade o fator que dissipará a energia de um corpo em movimento.

Seu funcionamento é muito semelhante ao de uma bomba de óleo, pois segundo Tenneco ([s.d]), trata-se geralmente de um pistão preso ao fim de uma haste trabalhando de acordo com a movimentação do fluido hidráulico no tubo de pressão, como pode ser visualizado na figura 3.

Figura 3 – Exemplo de elemento dissipador por amortecimento viscoso.



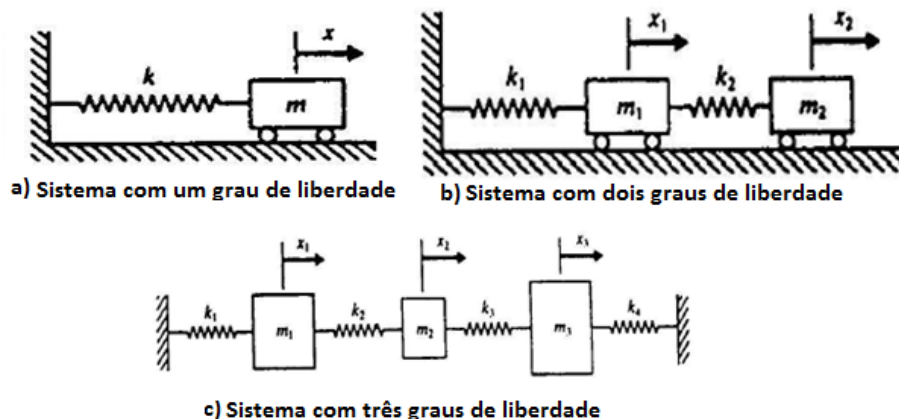
Fonte: Portal São Francisco, ([s.d]).

2.1.3 Graus de liberdade

O número mínimo de coordenadas independentes requerido para determinar totalmente as localizações dos componentes de um sistema em qualquer instante do tempo define o grau de liberdade do sistema (RAO, 2008).

Conforme Miguel (2006), se um sistema possibilitar somente uma direção de movimentação o sistema é considerado com um grau de liberdade. No caso da figura 4a, por exemplo, a posição do corpo pode ser definida conhecendo o deslocamento x , sendo esta classificada como tendo um grau de liberdade. No caso da figura 4b, conforme Miguel (2006), é necessário ter conhecimento dos deslocamentos x_1 e x_2 , onde, portanto é classificada como tendo dois graus de liberdade. Por fim, no caso da figura 4c, conforme a autora, é necessário ter conhecimento sobre as direções x_1 , x_2 e x_3 para que seja possível determinar a localização dos componentes em função do tempo.

Figura 4 – Sistemas com um, dois e três graus de liberdade



Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p.7- 8.

2.1.4 Classificação de vibrações

Conforme Rao (2008), as vibrações podem ser classificadas em três classes:

- Vibração livre e vibração forçada;
- Vibração não amortecida e vibração amortecida;
- Vibração determinística e vibração aleatória.

Se após uma perturbação inicial o sistema continuar a vibrar por conta própria e não houver nenhuma força externa agindo sobre este, a vibração é classificada como vibração livre, sendo que se o sistema estiver sujeito a um torque ou força externa, quase sempre repetitiva, a vibração é conhecida como forçada. Conforme Caetano (2011), o sistema em análise atingirá seu estado de equilíbrio quando a energia de histerese contrabalançar a energia cedida ao sistema em análise.

Ainda conforme Rao (2008), um sistema é classificado como não amortecido quando este não perde ou dissipa energia por atrito ou outra resistência durante a oscilação. Se a vibração for livre, não haverá diminuição da amplitude da vibração e o sistema vibrará indefinidamente. Se a vibração for forçada, a excitação irá repor energia no sistema, podendo ocorrer até aumento da amplitude da vibração. Porém, se houver perda de energia por atrito ou por dissipação, o sistema é classificado como de vibração amortecida. Se a vibração for livre haverá sempre diminuição da amplitude da vibração e o sistema tenderá a parar na posição de equilíbrio estático. Se a vibração for forçada poderá haver ou não diminuição da amplitude da vibração, porque a excitação repõe energia no sistema.

Por fim, Rao (2008) denomina como vibração determinística a situação onde o valor ou magnitude da excitação que está agindo sobre o sistema vibratório possa ser encontrado ou conhecido a qualquer momento, já quando o valor da excitação não pode ser encontrado, classifica-se como vibração aleatória, neste caso a resposta vibratória do sistema em análise também será aleatória e somente é possível descrevê-la em valores médios (estatísticos).

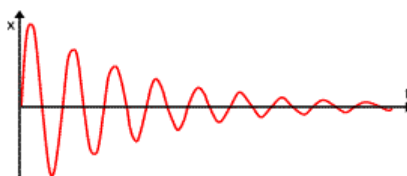
2.1.4.1 Classificação dos sistemas amortecidos

O comportamento dos sistemas amortecidos depende da magnitude do amortecimento, ou seja, seu fator de amortecimento, que segundo Miguel (2006), é encontrado através da razão entre o coeficiente de amortecimento do elemento dissipador (c) a ser usado para amortecer o sistema e o coeficiente de amortecimento crítico (C_c) deste sistema.

Ainda conforme Miguel (2006), através do fator de amortecimento, o sistema amortecido pode ser classificado de três formas diferentes: sistema subamortecido, sistema criticamente amortecido e sistema superamortecido.

Segundo Rao (2008), caso o fator de amortecimento do sistema seja menor do que a unidade, este se classifica como sistema subamortecido, onde um movimento harmônico de frequência angular tem sua amplitude reduzida exponencialmente em relação ao tempo como pode ser visualizado na figura 5.

Figura 5 – Gráfico de um sistema subamortecido



Fonte: Soares, 2008.

Ainda segundo Rao (2008), se o fator de amortecimento for igual à unidade, este se classifica como sistema criticamente amortecido, um sistema aperiódico cujo movimento eventualmente diminuirá até zero, como indicado na figura 6.

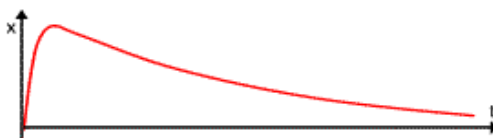
Figura 6 – Gráfico de um sistema criticamente amortecido



Fonte: Soares, 2008

Por fim, Rao (2008) indica que se o fator de amortecimento for maior que a unidade, este se classifica como um sistema superamortecido, um sistema aperiódico independente das condições iniciais impostas ao sistema cujo movimento diminui exponencialmente com o tempo conforme a figura 7.

Figura 7 – Gráfico de um sistema superamortecido



Fonte: Soares, 2008

Conforme Ferreira (2003), este fator pode variar dentro de um sistema, como no caso dos veículos, onde a massa varia com o número de passageiros.

2.2 ENSAIOS

De acordo com Mialhe (1996), existem varias fontes supridoras de informações, onde uma delas é o ensaio de corpos de análise, que de acordo com lida (2005), são os elementos que participarão do experimento. Complementando a ideia de Mialhe (1996), Crespo (1994) comenta que o método experimental consistem em manter todas as variáveis constantes com exceção de uma, e variar esta variável de forma que o pesquisador possa descobrir, caso existir, seus efeitos.

Para Mialhe (1996), o ensaio é a parte da avaliação que é responsável pela mensuração das grandezas do comportamento de determinado sistema apresenta. Segundo Mialhe (1996), para a análise dos dados obtidos pode ser feito os seguintes tipos de comparações:

- Comparação de desempenho: manipulam-se as variáveis disponíveis, com o objetivo de encontrar o melhor desempenho;

- Comparação com outros sistemas similares;
- Comparação com um conjunto de dados estabelecidos como padrão

Ainda conforme o autor, as principais formas de ensaio podem ser executadas das seguintes formas:

- Ensaios de Laboratório: pequenas amostras de uma máquina ou de amostra única analisados em laboratório;
- Ensaios Simulados: executados em bancadas ou instalações que representem situações ou condições reais;
- Ensaios de campo: Diferente dos demais testes, toda a máquina é submetida á condições reais de operação.

2.3 DEFINIÇÕES E TERMINOLOGIAS

As seguintes definições e terminologias são uteis quando se trata de vibrações, amortecimentos e outras funções periódicas.

- Bancada didática: Conforme Giordani, Jurach e Rodrigues (2003), bancada didática é uma ferramenta de auxílio para a realização de experimentos que possibilita ao operador montar diversos sistemas variando seus parâmetros, se familiarizar com os componentes e ao mesmo tempo verificar na prática a teoria vista em aula;
- Frequência: De acordo com Biscuola, Bôas e Doca (2001) frequência corresponde ao número de vezes que um movimento se repete na unidade de tempo;
- Frequência natural: Segundo Souza (2009), Qualquer objeto possui uma frequência característica pelo fato dos átomos que constituem sua matéria possuem certa energia de agitação, sendo esta uma propriedade que está associada à sua temperatura. A combinação das frequências de todos os átomos cria um padrão de vibração resultando na frequência natural desta matéria ou sistema;
- Amplitude: Considera-se amplitude do movimento a distância entre posição de equilíbrio e a posição final ocupada por um corpo que oscila (ALVAREZ; LUZ, 2000). Ainda conforme os autores, quando não há atrito a amplitude do movimento se mantém constante, porém se houver atrito (amortecimento) a amplitude diminui gradativamente;

- Ressonância: Conforme Rao (2008), se um sistema massa-mola estiver sujeito a uma força externa e se a frequência desta força coincidir com a frequência natural deste sistema, ocorrerá o fenômeno conhecido como ressonância. Segundo Rao (2008), este fenômeno é caracterizado pelo fato de que quando ele acontece, o sistema passa a sofrer oscilações de grandes amplitudes tendendo ao infinito quando analisada em relação ao tempo, pois conforme Seara da ciência ([s.d]), é na ressonância que a transferência de energia de uma força externa para o sistema é a mais eficiente possível e só é limitada pelo amortecimento;
- Grau de Ressonância (r): Conforme Rao (2008), o grau de ressonância de um sistema é encontrado através da razão entre a frequência da força excitante do sistema e a frequência natural deste sistema, quando o valor de r for igual a unidade, o sistema se encontra em ressonância;
- Batimento: Conforme Rao (2008), se a frequência forçante for próxima, mas não exatamente igual à frequência natural do sistema, pode ocorrer o fenômeno conhecido como batimento. Nesse tipo de vibração, a amplitude aumenta e diminui seguindo um padrão regular;
- Transmissibilidade de deslocamento (T_d): Segundo Gheller ([s.d]), entende-se a transmissibilidade como a taxa de vibração transmitida de um sistema para outro, a mesma depende da frequência natural de vibração, da frequência imposta e do fator de perda do material.

2.4 EQUACIONAMENTO

Neste item é apresentado o desenvolvimento das equações que foram necessárias para a comprovação dos resultados experimentais fornecidos pela bancada.

2.4.1 Constante de rigidez de mola linear

De um modo geral, em uma mola do tipo linear, conforme Bertulani (1999), quando nela é preso um objeto a esticando ou comprimindo, esta mola exerce uma

força sobre o objeto. Esta força é proporcional ao deslocamento da mola a partir de sua posição inicial de equilíbrio e é dada no sentido oposto a variação de posição ou deslocamento, determinada pela equação (2.1):

$$F = -k x \quad (2.1)$$

Onde:

F - Força exercida no objeto pela mola, em N.

k - Constante de rigidez da mola, em N/m, sendo que seu sinal negativo representa que a força é no sentido contrario ao deslocamento.

x - Deslocamento da mola em relação a sua posição inicial, em m.

2.4.2 Coeficiente de amortecimento Viscoso

Conforme Rao (2008), no amortecimento viscoso, uma força de amortecimento existirá se houver uma velocidade relativa entre as duas extremidades e será o produto da constante de amortecimento (resistência) deste elemento com sua velocidade relativa entre as extremidades. A força de amortecimento é determinada pela equação (2.2):

$$F = c v \quad (2.2)$$

Onde:

F - Força de amortecimento exercida pelo amortecedor, em N.

c - coeficiente de amortecimento viscoso, em Ns/m.

v - velocidade de deslocamento da haste do amortecedor, em m/s.

2.4.3 Frequência natural de um sistema massa-mola

Suponha que uma mola seja estendida por uma distancia “x” e seja liberada. Bertulani (1999), sugere que o objeto irá acelerar seguindo a 2° lei de Newton, onde:

$$F = m a \quad (2.3)$$

Substituindo a equação (2.1) na equação (2.3), tem-se:

$$m a = -k x$$

E, por consequência obtem-se a equação (2.4):

$$a = - \left(\frac{k}{m} \right) x \quad (2.4)$$

Considerando o movimento em apenas uma dimensão ou sentido (caso estudado na bancada didática), Bertulani (1999) afirma que a equação (2.4) deve ser resolvida para posição em função do tempo, $x(t)$. Ainda, o autor acrescenta que por convenção matemática a aceleração é a segunda derivada da posição (x) em relação ao tempo (t), logo:

$$a = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = - \left(\frac{k}{m} \right) x \quad (2.5)$$

Bertulani (1999), complementa que como a posição (x) é função do tempo (t), é preciso encontrar uma função cuja derivada seja proporcional a própria função. Um exemplo disso, a função de um movimento harmônico, a função seno. Se esta função também for derivada duas vezes, tem - se os seguintes resultados:

$$x(t) = \text{sen}(wt) \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} = w \cos(wt) \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -w^2 \text{sen}(wt) \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -w^2 x \quad (2.9)$$

Substituindo a equação (2.5) na equação (2.9), tem-se:

$$w = wn = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.10)$$

Onde:

w - Frequência angular do sistema, em rad/s.

wn - Frequência natural angular do sistema, em rad/s.

A equação (2.10) representa a frequência natural de um sistema massa – mola e também pode ser expressa por:

$$f = fn = \frac{wn}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.11)$$

Onde:

f - frequência do sistema, em Hz.

fn - frequência natural do sistema, em Hz.

2.4.4 Equação do movimento com amortecimento viscoso e amortecimento crítico

Rao (2008) afirma que quando um corpo ou massa atinge um sistema mola – amortecedor, a força que este corpo possui é absorvida pela mola e dissipada pelo amortecedor até o sistema entrar em equilíbrio, como demonstra a equação (2.12).

$$Ft = m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = 0 \quad (2.12)$$

Onde:

Ft - Força total do sistema, em N.

m - Massa do corpo de prova, em kg.

c - Coeficiente de amortecimento viscoso, em Ns/m.

k - Constante de rigidez da mola, em N/m.

\ddot{x} - Segunda derivada da posição em função do tempo e é igual à aceleração do corpo de prova, em m/s².

\dot{x} - Primeira derivada da posição em função do tempo e é igual à velocidade de

deslocamento da haste do amortecedor, em m/s.

x - Deslocamento da mola em relação a sua posição inicial, em m.

Rao (2008), comenta que para resolver a equação (2.12), é necessário admitir uma solução conforme a equação (2.13).

$$x(t) = C e^{s t} \quad (2.13)$$

Onde C e s são constantes indeterminadas. A inserção dessa função na equação (2.12) resulta na equação característica (2.14), na forma:

$$m s^2 + c s + k = 0 \quad (2.14)$$

Cujas raízes são:

$$s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4 m k}}{2 m} \quad (2.15)$$

Conforme Rao (2008), o amortecimento crítico é definido como o valor da constante de amortecimento necessário para que o discriminante da equação (2.15) se torne zero, ou seja:

$$C c^2 - 4 m k = 0 \quad (2.16)$$

A partir da equação (2.16) e da equação (2.10), a equação (2.16) também pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$C c = 2 m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2 m w n = 2 m 2 \pi f n \quad (2.17)$$

Onde:

Cc - Coeficiente de amortecimento crítico do sistema massa – mola, em Ns/m.

m - Massa do corpo de prova, em kg.

k - Constante de rigidez da mola, em N/m.

wn - Frequência natural angular do sistema massa – mola, em rad/s.

fn - Frequência natural do sistema massa – mola, em Hz.

2.4.5 Fator de amortecimento

Conforme Miguel (2006), o fator de amortecimento é encontrado através da razão entre o coeficiente de amortecimento do elemento dissipador a ser usado para amortecer o sistema e o coeficiente de amortecimento crítico deste sistema, através da equação (2.18):

$$\varphi = \frac{c}{c_c} \quad (2.18)$$

Onde:

φ - Fator de amortecimento do sistema, é adimensional.

c - Coeficiente de amortecimento do elemento dissipador do sistema massa – mola – amortecedor, em Ns/m.

c_c - Coeficiente de amortecimento crítico do sistema, em Ns/m.

2.4.6 Transmissibilidade de deslocamento de um sistema amortecido a um movimento harmônico de base

Conforme Rao (2008), sempre que um sistema massa – mola – amortecedor sofrer uma oscilação em sua base terá a sua massa deslocada em relação à posição de equilíbrio. O grau deste deslocamento ou transmissibilidade varia conforme o grau de ressonância e o fator de amortecimento deste sistema. A transmissibilidade de deslocamento pode ser encontrada a partir da equação (2.19).

$$Td = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{k^2 + (c w)^2}{(k - m w^2)^2 + (c w)^2}} \quad (2.19)$$

Onde:

Td - Transmissibilidade do sistema, é adimensional.

X - Amplitude recebida pelo sistema, em m.

Y - Amplitude da oscilação, em m.

c - Coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor, em Ns/m.

k - Constante de rigidez da mola, em N/m.

m - Massa do corpo, em kg.

w - Frequência angular do sistema oscilador, em rad/s.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADAS

O trabalho apresentado teve desenvolvimento a partir de uma pesquisa exploratória, que conforme Jung (2004), tem como característica a obtenção de alternativas para o uso do conhecimento científico e inovações tecnológicas. A busca das informações necessárias para elaboração do conceito se deu através de uma pesquisa em referenciais bibliográficos, pois conforme Jung (2004), este tipo de pesquisa permite conhecer as diversas formas de contribuições existentes que foram realizadas a respeito de certo assunto ou fenômeno e através de benchmarking em bancadas semelhantes a fim de se levantar um conceito para o dispositivo proposto pelo trabalho.

A bancada didática proposta no presente trabalho teve seu desenvolvimento a partir dos objetivos específicos apresentados, que foram levantados durante o período de pré-projeto, estes objetivos foram separados em três fases: determinação de um conceito para a bancada, fabricação da bancada e ensaios e análises do dispositivo.

O conceito foi definido através de um benchmarking, que conforme Sorio ([s.d]), é um método utilizado para comparações e análise de produtos de outras empresas e um brainstorming, que conforme Piovesana (2009), consiste em gerar muitas ideias através de um grupo de pessoas, através dos diferentes conceitos que estas possuem, contribuindo assim para inovações no desenvolvimento de um produto. Posteriormente através das mesmas ferramentas, foram levantados quais são os sistemas básicos para que seja possível a simulação e análise de oscilações através do conceito proposto. Após a finalização desta etapa, iniciou-se a fabricação do protótipo.

O protótipo foi fabricado nos laboratórios de fabricação da FAHOR, utilizando seu próprio ferramental e matéria prima. Como o objetivo do trabalho foi desenvolver os elementos funcionais da bancada, o desenvolvimento dos elementos estruturais não foram abordados. Posteriormente a fabricação do modelo, roteiros foram desenvolvidos a fim de demonstrar o funcionamento do equipamento e como proceder com as análises para se obter os resultados dos fenômenos em estudo.

Após a definição dos roteiros de análises, o modelo foi testado para certificação de que através de um método padronizado por estes roteiros a bancada forneça as informações que o usuário busca, além da comprovação que o modelo atende aos objetivos do trabalho.

3.2 ROTEIROS DE ANÁLISE DOS FENÔMENOS SIMULADOS PELA BANCADA

A fim de obter - se uma padronização dos resultados obtidos ao longo do trabalho e para que fosse possível a reprodução destes resultados, foram elaborados roteiros explicando os procedimentos das análises em questão. Os roteiros foram produzidos levando em consideração qual seria a melhor forma de efetuar o ensaio em questão.

Para os resultados que requerem uma medição do operador, seu resultado final foi encontrado através da média aritmética das medidas encontradas por este, pois conforme Crespo (1994), a média aritmética é utilizada quando se deseja obter a medida que possui a maior estabilidade. Após a identificação da média aritmética, também foi calculado qual é o desvio padrão desta média, pois também conforme Crespo (1994), a partir do desvio padrão é possível identificar a medida da dispersão ou variabilidade da média encontrada.

Para efetuar o ensaio referente a constante de rigidez (k) das molas e ao coeficiente de amortecimento viscoso (c) dos amortecedores foram utilizados corpos com diferentes valores de massas, com o propósito de testar e comprovar a linearidade dos elementos ensaiados.

3.2.1 – Roteiro para determinar a constante de rigidez (k) de uma mola

Para determinar a constante de rigidez (k) da mola, foram efetuadas tomadas da medição da variação de seu comprimento quando submetida a uma força de compressão proveniente de uma massa fixada na base do sistema de análise da bancada. Foram efetuados ensaios com a mola em análise sendo que para cada ensaio foi utilizada uma massa diferente. Para efetuar a medição do deslocamento, a massa foi colocada e retirada após cada avaliação como forma de padronização do método de medição. A medição do deslocamento da massa feita através do

deslocamento da haste de um paquímetro posicionado em uma das extremidades da base onde a massa é fixada.

Depois da medição da variação do comprimento de cada tomada, usando as diferentes massas, encontrou-se uma média das variações dos comprimentos mensurados com a mesma massa a fim de através da equação (2.1), calcular qual a constante de rigidez da mola quando submetida a determinada força. Após aplicar a equação com as diferentes massas, obtendo - se as constantes de rigidez referentes a cada ensaio, obteve-se uma média aritmética dessas constantes com o objetivo de encontrar um valor proporcional a todas as massas em função da não linearidade absoluta destas molas. Posteriormente executou-se o cálculo do desvio padrão a fim de identificar a variabilidade deste resultado.

3.2.2 – Roteiro para determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (c) de um amortecedor

Para determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (c) de um amortecedor, primeiramente foi necessário mensurar qual o comprimento da haste do amortecedor em questão. Posteriormente foram efetuadas tomadas de medição do tempo que a haste do amortecedor leva para percorrer seu curso máximo quando submetida a uma força externa.

Para executar o teste, o amortecedor foi preso em um dos suportes da bancada em sua região inferior, sendo que em sua região superior uma massa foi acoplada através base do sistema de análise da bancada. O teste foi repetido utilizando-se diferentes massas e o tempo de deslocamento da haste foi mensurado através de um cronometro.

Tendo a informação do comprimento da haste e o tempo de deslocamento, foi possível determinar qual a velocidade de deslocamento da haste quando submetida a determinada força. Calculou-se uma velocidade para cada tempo a fim de se obter a velocidade média de deslocamento.

Por fim, aplicando a equação (2.2), foi possível determinar qual o coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor em análise. Após aplicar a equação obtendo – se os coeficientes de amortecimento referente aos ensaios, obteve-se uma média aritmética dos resultados obtidos, com o objetivo de encontrar um valor proporcional a todas as massas em função da não linearidade absoluta destes

amortecedores. Posteriormente foi executado o cálculo do desvio padrão a fim de identificar a variabilidade do resultado.

3.2.3 – Roteiro para determinar frequência natural de um sistema massa-mola

O ensaio consiste inicialmente, em acionar o sistema oscilador, controlado através de um inversor de frequência, para que este produza oscilações no sistema massa-mola a partir do ressalto que a roda motora possui. Esta oscilação possui uma determinada frequência que poderá ser variada a partir do sistema de controle.

No momento em que o sistema de análise (massa) atingir a amplitude máxima (neste caso na direção vertical pelo fato de ter apenas um grau de liberdade), significa, conforme Rao (2008), que o sistema massa - mola entrou em ressonância com a frequência fornecida pelo sistema oscilador. A amplitude será mensurada através da haste de um paquímetro posicionado em uma das extremidades da base, sendo então capaz de mensurar quando ocorre e de quanto é a amplitude máxima. É importante citar que antes de iniciar a análise é importante anotar qual é a posição da base quando a roda motora estiver parada.

Neste instante, em que o sistema de análise atinge a amplitude máxima, a frequência natural do sistema massa-mola é a mesma frequência que a frequência fornecida pelo sistema oscilante. Para saber qual é a frequência, será utilizado um tacômetro na roda motora fornecendo o valor da frequência em rotações por minuto (RPM). A partir desta informação será possível converter para unidade de medida desejada.

Com o término do ensaio pratico, através das mesmas variáveis, utilizando a equação (2.11) será determinada qual deveria ser a frequência natural do sistema se determinado através de cálculos. Após a conclusão destes ensaios será feita uma comparação entre os resultados obtidos através dos ensaios práticos e cálculos teóricos com o objetivo de identificar a precisão da bancada neste tipo de ensaio.

3.2.4 – Roteiro para determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (Cc) para um sistema criticamente amortecido

A partir da frequência natural de um sistema massa-mola, conforme Miguel (2006), é possível encontrar qual o coeficiente de amortecimento crítico para este

sistema. A determinação do coeficiente de amortecimento crítico será feita de duas maneiras, conforme segue:

1) Primeiramente serão executados três ensaios práticos obtendo a informação de qual é a frequência natural dos sistemas massa – mola através da bancada, posteriormente os valores serão encontrados de forma teórica através da equação (2.11).

2) A partir das frequências naturais teóricas e práticas será aplicada a equação (2.17) a fim de se encontrar os coeficientes de amortecimento teórico e prático. O objetivo desta comparação é determinar a precisão da bancada para esta operação através da razão entre a frequência teórica e prática.

3.2.5 – Roteiro para determinar a transmissibilidade de deslocamento (T_d) em sistemas amortecidos

O ensaio proposto consiste em analisar qual a taxa de deslocamento é transmitida do ressalto da roda motora para a massa em análise. Em um primeiro momento será feita a análise através dos resultados fornecidos pela bancada, para isso será necessário determinar algumas variáveis como frequência da roda motora, altura do ressalto da roda motora, massa em análise, mola e amortecedor.

Após a determinação das variáveis e dos componentes do sistema, é necessário acionar a roda motora com a frequência escolhida através do sistema de controle, fazendo assim com que a base que contém a massa se desloque verticalmente, travando a haste do paquímetro do sistema de leitura de deslocamento e indicando qual foi o deslocamento da base.

Com o término do ensaio prático, através das mesmas variáveis, utilizando a equação (2.19), será determinada qual deveria ser o deslocamento teórico da massa se determinado através de cálculos. Após a conclusão destes ensaios será feita uma comparação entre os resultados obtidos através dos ensaios práticos e cálculos teóricos com o objetivo de identificar a precisão da bancada neste tipo de ensaio.

3.3 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

A descrição dos materiais e equipamentos utilizados para o desenvolvimento da bancada didática está dividida nas duas fases, na fabricação da bancada e na análise dos fenômenos proporcionados pela bancada.

A bancada didática foi fabricada utilizando como base uma estrutura de tubos de aço, com perfil quadrado e circular, que serviram de suporte para os elementos funcionais da bancada. Para a fabricação do sistema oscilador foi utilizada uma polia mancalizada, com 255 mm de diâmetro. O ressalto da roda motora foi fabricado a partir da cabeça de um parafuso Allen com 9 mm de altura, preso em um furo na guia da polia. Para acionar esta roda e gerar a frequência necessária foi utilizado um motor elétrico WEG de 1 cv de potência e 1750 RPM sendo controlado por um inversor de frequência WEG CFW 10.

A base do sistema condutor foi fabricada a partir da fixação de uma polia mancalizada em um tubo com perfil quadrado sendo este possuindo um curso livre através de um pivotamento através de cantoneiras. O sistema de análise é composto por uma base fabricada através de uma chapa de aço com quatro buchas de nylon em suas extremidades. A base é guiada a partir de quadro barras de aço que estão fixadas na estrutura da bancada.

Os corpos de prova são compostos por três corpos metálicos com massas de 1.3 kg, 2.4 kg, 4 kg, além da própria base de 2.5 kg. Estes corpos também foram combinados a fim de originar novos valores de massa, sendo esta combinação entre os próprios corpos ou entre os corpos e a base, como poder ser visualizado na figura 8. Para a medição da massa dos corpos foi utilizada uma balança digital. Para medição do tempo foi utilizado um cronometro digital. Para a medição de deslocamentos foi utilizado um paquímetro universal analógico e para medição de rotações foi utilizado um Tacômetro digital. Toda a matéria prima utilizada na fabricação da bancada foi reciclada.

Figura 8 – Corpo de prova composto pela massa da base e da anilha

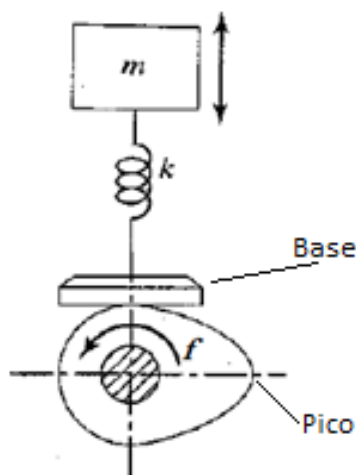


4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 – DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO DA BANCADA

A bancada teve seu conceito baseado em uma roda excêntrica (came) proposta por Rao (2008) que pode ser visualizada na figura 9, em que no momento que seu pico passar pela base do sistema, este será deslocado para cima resultando em uma oscilação.

Figura 9 – Sistema massa-mola excitado por vibração forçada



Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p. 51

Com o conceito base da bancada estabelecido, o próximo passo foi pesquisar por princípios de solução para que fosse possível a fabricação do conceito proposto. Estes princípios foram divididos entre elementos estruturais e elementos funcionais do protótipo. Tratando primeiramente dos elementos estruturais, estes são os elementos que sustentam os elementos funcionais do protótipo, não havendo a necessidade de um conceito rígido, pois não possui influencias diretas nos resultados. Após a concepção e fabricação dos elementos funcionais, a estrutura foi fabricada levando em consideração as dimensões destes elementos funcionais.

Os elementos funcionais são aqueles que terão relação direta com as condições de funcionamento do conceito e com os resultados fornecidos pela bancada. Estes elementos foram divididos em:

- Sistema oscilador: Sistema responsável por produzir as oscilações;

- Sistema de controle: Sistema responsável pela variação da frequência da vibração;
- Sistema condutor: Sistema responsável por transmitir a oscilação do sistema oscilador ao sistema de análise;
- Sistema de análise: Sistema responsável por simular os efeitos produzidos pelas oscilações através de alteração de suas variáveis;
- Sistema de leitura: Sistema responsável pela mensuração dos dados fornecidos pela bancada.

A partir desta divisão, definiram-se os conceitos dos elementos funcionais necessários para a fabricação da bancada. que podem ser visualizados no quadro 1, conforme segue:

- Sistema oscilador: Para produzir a oscilação foi usada uma roda com uma elevação parafusada pelo fato de ter a possibilidade de acrescentar novas elevações a fim de se variar a amplitude, diferenciando-se da roda excêntrica;
- Sistema de controle: Foi escolhido um inversor de frequência que acionará um motor elétrico pela facilidade de instalação, manutenção e operação comparada a outros métodos de acionamento e controle da rotação;
- Sistema condutor: A condução da oscilação foi feita através de chapas mancalizadas pelo fato da maior facilidade de fixação com a estrutura, sustentação do sistema de análise e garantia de alinhamento em relação a um contato direto;
- Sistema de análise: O sistema de análise é composto por uma base guiada por quatro guias em suas extremidades com a finalidade de garantir seu curso;
- Sistema de leitura de deslocamento: A leitura do deslocamento da base é feita através da haste de um paquímetro analógico posicionada em uma das extremidades da base;
- Sistema de leitura de tempo: A leitura do tempo é feita através de um cronometro analógico;

- Sistema de leitura de rotação: A leitura da rotação do sistema oscilador é feita através de um tacômetro digital posicionado na roda motora do sistema oscilador.

Quadro 1 – Princípios de solução para os módulos funcionais da bancada

Elementos funcionais	Princípio de solução	Elementos funcionais	Princípio de solução
Sistema oscilador:		Sistema de leitura de deslocamento:	
Sistema de controle:		Sistema de leitura de tempo:	
Sistema condutor:		Sistema de leitura de rotação:	
Sistema de análise:			

A estrutura da bancada foi construída a partir de material reciclado fornecido pela FAHOR como tubos e cantoneiras. Como não influencia nas análises da bancada, não existe a necessidade de uma escolha específica dos materiais de fabricação da estrutura. O único requisito foi o de que a estrutura sustente os elementos funcionais adequadamente e que não influencie nas análises dos resultados.

4.2 – FABRICAÇÃO DA BANCADA

Definido o conceito da bancada, foi possível executar a sua fabricação. Os elementos funcionais não apresentam dimensionamento pelo fato de que a fabricação destes foi feita utilizando componentes e materiais reaproveitados, o que impossibilitou a escolha do material mais adequado. Como o objetivo geral do trabalho é desenvolver apenas os elementos funcionais da bancada, o dimensionamento dos elementos estruturais e de elementos que não requerem fabricação também não foram abordados.

O sistema oscilador foi baseado em uma roda excêntrica sugerida por Rao (2008) para fornecer a aplicação de uma força com uma determinada frequência (Figura 10a), porém ao invés de uma roda excêntrica foi utilizada uma roda normal com um ressalto (figura 10b). Para fabricação deste conceito, foi utilizada no lugar de uma roda comum, uma polia que é acionada por um motor elétrico (figura 10c).

Optou-se por utilizar uma polia pelo fato de que por esta apresentar um perfil circular, é possível alterar a altura (amplitude) e a forma do ressalto que originará a vibração. Caso a roda fosse excêntrica, o sistema possuiria um ressalto fixo. Também foi utilizado o curso da polia como uma guia com a finalidade de evitar que a polia movida do sistema condutor seja desacoplada do sistema oscilador durante os impactos.

Figura 10 – Sistema oscilador da bancada didática

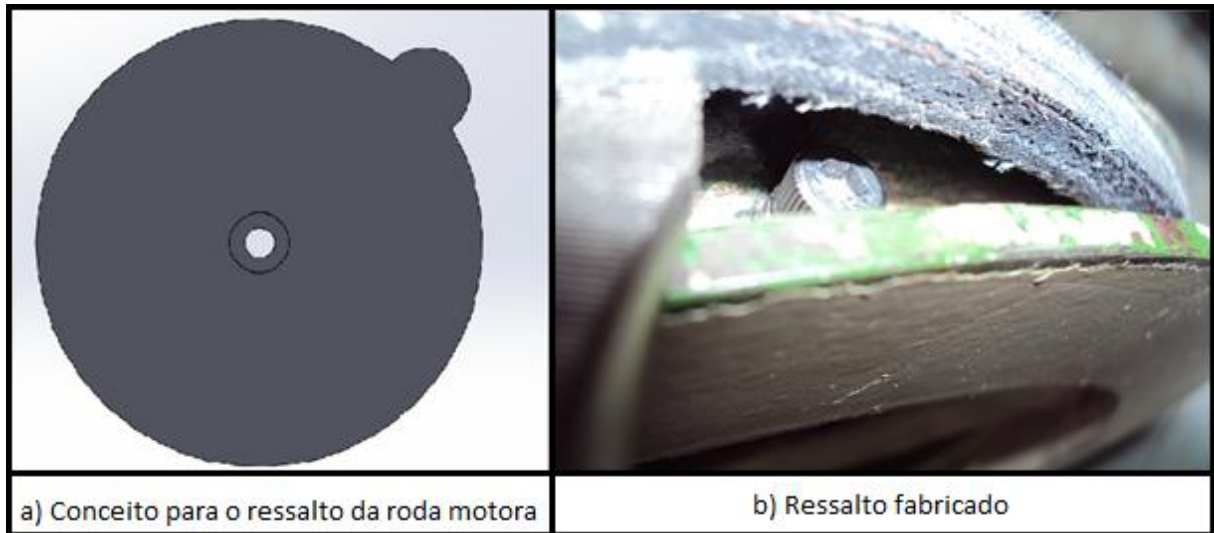


Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p. 51

O ressalto da roda motora foi implementado utilizando um parafuso preso em um furo na guia da polia. Optou-se pelo parafuso pelo fato de que quando necessário alterar a amplitude ou a forma da roda motora, basta trocar o parafuso

removendo a porca que o prende. Também foi inserida uma correia entre as polias, com a finalidade de evitar um alto grau de ruídos provenientes do contato de metal com metal e proteger o ressalto (figura 11).

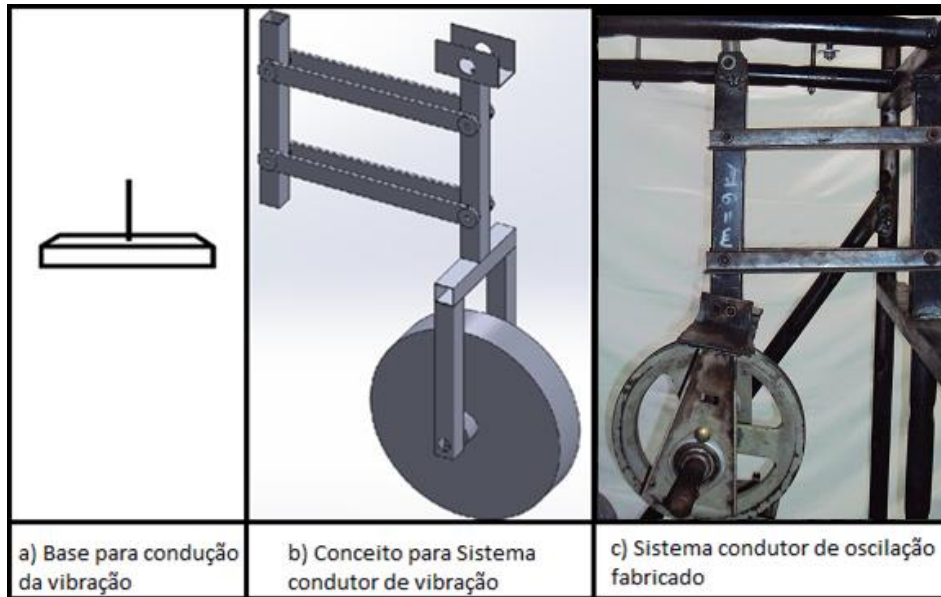
Figura 11 – Ressalto da roda motora



A oscilação é conduzida ao sistema de análise através de um movimento relativo do sistema condutor (figura 12) que acontece quando este é deslocado para cima através do ressalto presente na roda motora. O sistema condutor é composto por um tubo onde na extremidade inferior está fixada uma polia mancalizada (roda movida), que está encaixada na roda motora do sistema oscilador. Em sua extremidade superior é fixada a mola e o amortecedor (figura 12b e 12c).

Este tubo é posicionado e sustentado por quatro cantoneiras pivotadas que permitem o deslocamento do sistema condutor, transportando a oscilação até o sistema de análise. Ao invés de apenas uma base para receber a força da roda motora (figura 12a), foi utilizado uma polia mancalizada que no instante em que o ressalto transmitir a força, a roda movida gira acompanhando o sentido do ressalto, facilitando a rotação da roda motora e evitando maiores impactos no motor.

Figura 12 – Sistema condutor de vibrações



Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p. 51

O sistema de análise consiste em uma base guiada por quatro eixos (figura 13.b e 13.c), onde por meio de um parafuso poderão ser fixadas massas no formato de uma anilha para que seja possível a alteração do parâmetro massa (m) do sistema massa – mola - amortecedor. Abaixo da base está posicionado um suporte que serve como fixação da mola e/ou do amortecedor.

A mola quando em conjunto com um amortecedor é acoplada no sistema através do próprio amortecedor. Porém quando o sistema consta apenas da mola, sem amortecedor, é necessário usar um suporte extra, que para fins práticos se trata de um amortecedor sem óleo, não oferecendo amortecimento ao sistema.

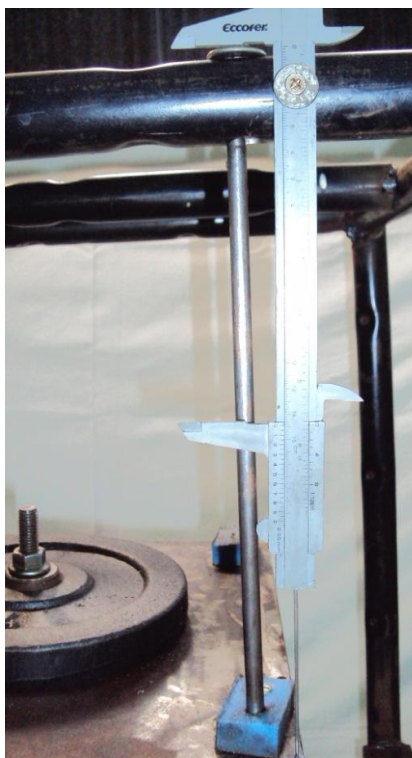
Figura 13 – Sistema de análise



Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p. 51

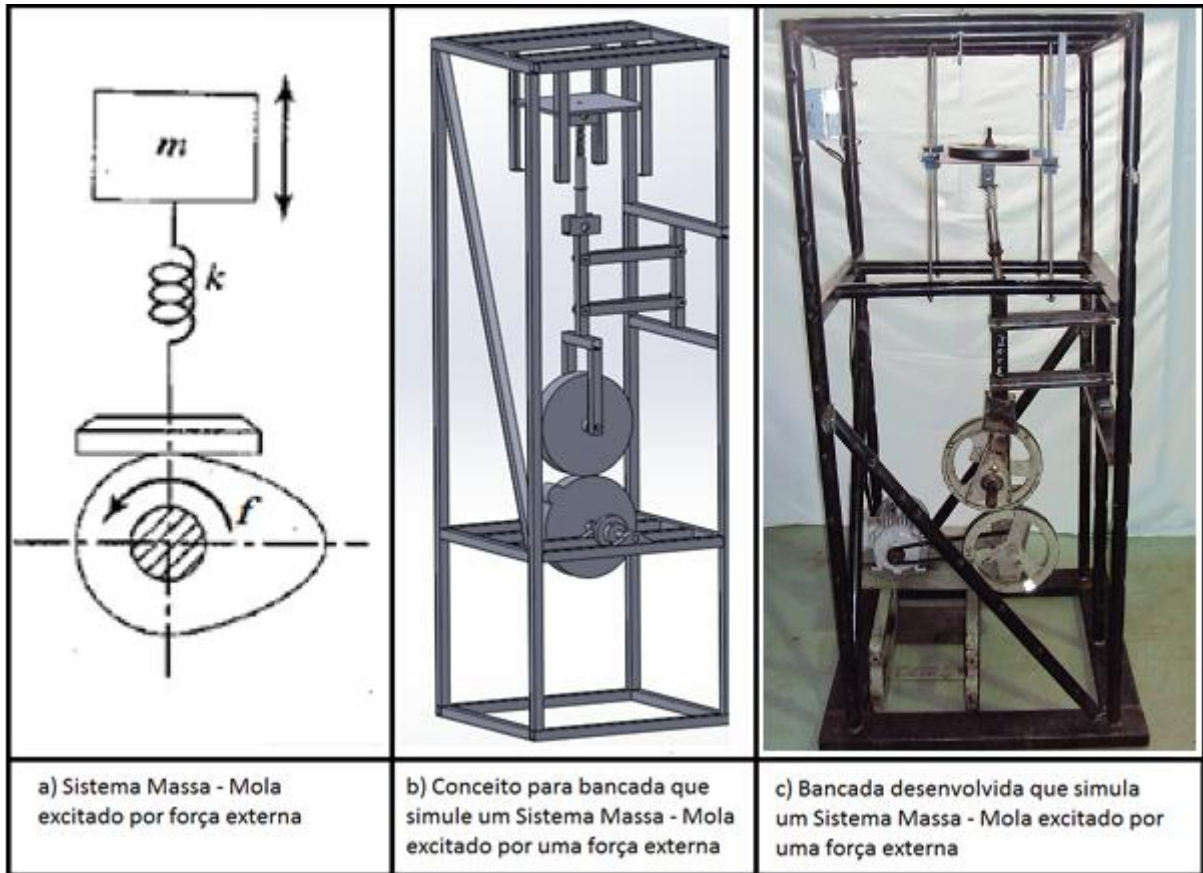
Para o sistema de leitura de deslocamento da base, foi fixado na estrutura um paquímetro, (figura 14). Quando a base do sistema de análise é deslocada, a haste do paquímetro é deslocada simultaneamente, e no momento em que a base retorna, a posição da haste do paquímetro não é alterada, sendo assim possível identificar em seu mostrador, qual foi o deslocamento da base.

Figura 14 – Sistema de leitura de deslocamento



Após a definição e fabricação dos elementos funcionais, os elementos estruturais foram dimensionados levando-se em consideração a dimensão dos elementos funcionais. Depois de fabricados, a bancada didática para simulação de vibrações, pode ser verificada conforme figura 15.

Figura 15 – Bancada didática para simulação de vibrações



Fonte: Adaptado de Rao, 2008, p. 51

4.3 – ENSÁIOS E ANÁLISES DO DISPOSITIVO

Os testes executados tiveram seu desenvolvimento a partir dos roteiros de análise elaborados para cada tarefa abordados no Item 3.2 do trabalho. Todos os testes foram executados teoricamente (resultados obtidos através das equações propostas no Item 2.4 do trabalho) e experimentalmente (resultados obtidos através dos ensaios a partir da bancada). Ao final os resultados foram comparados a fim de visualizar a confiabilidade e precisão da bancada.

4.3.1 – Determinar a constante de rigidez (k) de uma mola

Para executar o ensaio proposto e determinar a constante de rigidez (k) da mola, foram realizados três ensaios distintos, utilizando em cada ensaio um corpo de prova de massa diferente, sendo de 2,5 kg, 6,5 kg e 8,7 kg. A massa foi usada para exercer a força que provoca variação no comprimento da mola em análise em

relação ao seu comprimento inicial. Cada ensaio é composto por cinco baterias de medições de variação de comprimento quando submetida a tal força.

Os testes foram executados em cinco molas, sendo estas classificadas como *Mola A*, *Mola B*, *Mola C*, *Mola D* e *Mola E*, levando-se em consideração que estas molas apresentam propriedades lineares. As medidas dos deslocamentos obtidas podem ser visualizadas na tabela 1.

Tabela 1 – Média da variação do comprimento das molas em função de uma massa

Ensaio da Mola A						
Massa [kg]	Medição 1 [mm]	Medição 2 [mm]	Medição 3 [mm]	Medição 4 [mm]	Medição 5 [mm]	Varição média [mm]
2,5	6	4	4	5	5	4,80
6,5	13	13	13	14	13	13,20
8,7	16	17	17	18	16	16,80
Ensaio da Mola B						
Massa [kg]	Medição 1 [mm]	Medição 2 [mm]	Medição 3 [mm]	Medição 4 [mm]	Medição 5 [mm]	Varição média [mm]
2,5	6	5	5	8	6	6,00
6,5	17	17	18	18	18	17,60
8,7	21	21	20	22	22	21,20
Ensaio da Mola C						
Massa [kg]	Medição 1 [mm]	Medição 2 [mm]	Medição 3 [mm]	Medição 4 [mm]	Medição 5 [mm]	Varição média [mm]
2,5	8	9	8	9	8	8,40
6,5	21	21	21	21	21	21,00
8,7	27	25	27	26	25	26,00
Ensaio da Mola D						
Massa [kg]	Medição 1 [mm]	Medição 2 [mm]	Medição 3 [mm]	Medição 4 [mm]	Medição 5 [mm]	Varição média [mm]
2,5	4	4	4	3	3	3,60
6,5	8	8	8	7	7	7,60
8,7	9	9	9	9	8	8,80
Ensaio da Mola E						
Massa [kg]	Medição 1 [mm]	Medição 2 [mm]	Medição 3 [mm]	Medição 4 [mm]	Medição 5 [mm]	Varição média [mm]
2,5	2	3	2	2	2	2,20
6,5	6	5	5	5	5	5,20
8,7	7	7	7	7	6	6,80

A partir da média das variações de comprimento obtidas para cada força, utilizando a equação (2.1) foi possível identificar qual a constante de rigidez da mola por massa. Por fim através das médias destas constantes, chegou-se nos resultados que podem ser visualizadas na tabela 2.

Tabela 2 – Constante de rigidez das molas analisadas

	Massa [kg]	Deslocamento médio [mm]	Constante de Rigidez [N/m]	Constante de Rigidez média[N/m]
Mola A	2,5	4,80	5109,38	5006,75
	6,5	13,20	4830,68	
	8,7	16,80	5080,18	
Mola B	2,5	6,00	4087,50	3912,10
	6,5	17,60	3623,01	
	8,7	21,20	4025,80	
Mola C	2,5	8,40	2919,64	3079,55
	6,5	21,00	3036,43	
	8,7	26,00	3282,58	
Mola D	2,5	3,60	6812,50	8300,38
	6,5	7,60	8390,13	
	8,7	8,80	9698,52	
Mola E	2,5	2,20	11147,73	11987,09
	6,5	5,20	12262,50	
	8,7	6,80	12551,03	

Com base nos resultados da tabela 2, é possível comprovar que as molas apresentam propriedade linear em função da baixa variação entre as constantes de rigidez de uma mesma mola quando submetida a uma força diferente. Tendo o objetivo de encontrar a variabilidade do ensaio proposto foi calculado o desvio padrão do ensaio levando em consideração a variação dos deslocamentos mensurados na mola. O desvio padrão e o coeficiente de variação podem ser observados na tabela 3.

Tabela 3 – Desvio Padrão e Coeficiente de Variação do ensaio

Desvio Padrão [mm]	Coeficiente de Variação [%]
0,60	5,34

4.3.2 – Determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (c) de um amortecedor

Para efetuar o ensaio proposto e determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (c) dos amortecedores, foram realizados três ensaios, utilizando em cada ensaio um corpo de prova com massa diferente, sendo elas de 1,3 kg, 2,2 kg e 4 kg. A massa foi usada para exercer a força que irá provocar o deslocamento da haste do amortecedor em relação a sua posição inicial. Cada ensaio é composto por cinco

baterias de medição do tempo que a haste leva para esse deslocamento, quando submetida a tal força.

A partir das médias dos tempos foi determinada a velocidade média de deslocamento. Os testes foram executados em três amortecedores, sendo estes classificados como *Amortecedor A*, *Amortecedor B* e *Amortecedor C*, levando-se em consideração que estes amortecedores apresentam propriedades lineares. As medidas das velocidades médias obtidas podem ser visualizadas na tabela 4.

Tabela 4 – Velocidade média do deslocamento da haste do amortecedor em função de uma massa

Ensaio do Amortecedor A							
Massa [kg]	Haste [mm]	Medição 1 [s]	Medição 2 [s]	Medição 3 [s]	Medição 4 [s]	Medição 5 [s]	Velocidade média [m/s]
1,3	90	1,93	1,91	2	1,97	2,03	0,0457
2,2	90	1,19	1,16	1,13	1,2	1,19	0,0767
4	90	0,76	0,75	0,75	0,72	0,79	0,1194
Ensaio do Amortecedor B							
Massa [kg]	Haste [mm]	Medição 1 [s]	Medição 2 [s]	Medição 3 [s]	Medição 4 [s]	Medição 5 [s]	Velocidade média [m/s]
1,3	74	10,6	10,85	10,94	10,73	10,65	0,0069
2,2	74	6,34	6,09	6,18	6,13	6,11	0,0120
4	74	3,42	3,78	3,54	3,47	3,47	0,0209
Ensaio do Amortecedor C							
Massa [kg]	Haste [mm]	Medição 1 [s]	Medição 2 [s]	Medição 3 [s]	Medição 4 [s]	Medição 5 [s]	Velocidade média [m/s]
1,3	76	16,84	16,74	16,88	16,89	16,62	0,0045
2,2	76	10,72	10,66	10,69	10,47	10,59	0,0072
4	76	5,03	5,24	5,12	5,22	5,28	0,0147

A partir das velocidades médias obtidas para cada força, através da equação (2.2), foi possível identificar qual o coeficiente de amortecimento do amortecedor para cada massa em análise. Por fim, através das médias destes coeficientes, chegou-se aos coeficientes de amortecimento viscosos que podem ser visualizados na tabela 5:

Tabela 5 – Coeficiente de amortecimento viscoso dos amortecedores analisados

	Massa [kg]	Velocidade média [m/s]	c [N.s/m]	c médio [N.s/m]
Amortecedor A	1,3	0,0457	278,87	296,38
	2,2	0,0767	281,53	
	4	0,1194	328,74	
Amortecedor B	1,3	0,0069	1853,32	1842,61
	2,2	0,0120	1799,47	
	4,0	0,0209	1875,04	
Amortecedor C	1,3	0,0045	2818,08	2836,35
	2,2	0,0072	3017,50	
	4	0,0147	2673,48	

Com base nos resultados da tabela 5, é possível comprovar que os amortecedores apresentam propriedade linear em função da baixa variação entre os coeficientes de amortecimento viscoso de um mesmo amortecedor quando submetido a uma força diferente. Tendo o objetivo de encontrar a variabilidade do ensaio proposto foi calculado o desvio padrão do ensaio levando em consideração a variação dos tempos que a haste leva para percorrer seu deslocamento total. O desvio padrão e o coeficiente de variação podem ser observados na tabela 6.

Tabela 6 – Desvio Padrão e Coeficiente de Variação do ensaio

Desvio Padrão [s]	Coeficiente de Variação [%]
0,09	1,39

4.3.3 – Determinar frequência natural de um sistema massa-mola

Através de ensaios práticos realizados na bancada, utilizando-se molas já definidas durante os ensaios do item 4.3.1 foi possível identificar em qual frequência do sistema oscilador o sistema massa – mola passou a alcançar sua amplitude (deslocamento em relação à posição inicial) máxima, ocorrendo assim o fenômeno da ressonância.

Em todos os ensaios dos sistemas massa – mola foi utilizada a mesma massa de 6,5 kg, variando-se apenas a mola. Os resultados obtidos podem ser visualizados na tabela 7.

Tabela 7 – Frequência do sistema oscilador x Amplitude da base

Mola A		Mola B		Mola C	
Rotação [RPM]	Deslocamento [mm]	Rotação [RPM]	Deslocamento [mm]	Rotação [RPM]	Deslocamento [mm]
0	0	0	0	0	0
212	3	195	6	201	2
257	4	232	6	237	3
268	5	267	8	273	5
284	4	287	7	304	4
299	4	301	6	338	4
322	3	323	6	380	3
Mola D		Mola E			
Rotação [RPM]	Deslocamento [mm]	Rotação [RPM]	Deslocamento [mm]		
0	0	0	0		
218	10	301	12		
270	11	387	14		
307	12	447	17		
338	14	476	18		
364	11	508	17		
380	10	582	12		

A fim de serem analisados os resultados com a frequência de ressonância de cada sistema foram agrupados em uma única tabela. Esses resultados podem ser visualizados na tabela 8.

Tabela 8 – Frequência de ressonância dos corpos de prova

	Massa [kg]	Constante de Rigidez [N/m]	Frequência de ressonância [RPM]	Frequência de ressonância [Hz]
S. Massa Mola 1	6,5	5006,75	268,00	4,47
S. Massa Mola 2	6,5	3912,10	267,00	4,45
S. Massa Mola 3	6,5	3079,55	273,00	4,55
S. Massa Mola 4	6,5	8300,38	338,00	5,63
S. Massa Mola 5	6,5	11987,09	476,00	7,93

Depois de encontradas as frequências de ressonância para os corpos de prova, iniciou o processo de equacionamento para determinar qual seria a frequência natural do sistema massa – mola através dos métodos analíticos (base de equacionamento teórico). Para determinar a frequência natural teórica foram levados em consideração os mesmos valores de massa e constantes de rigidez das molas usadas para determinar a frequência de ressonância através da bancada. Através da equação (2.11) chegou-se aos resultados da tabela 9:

Tabela 9 – Frequência natural teórica dos corpos de prova

	Massa [kg]	Constante de Rigidez [N/m]	Frequência natural [Hz]
S. Massa Mola 1	6,5	5006,75	4,42
S. Massa Mola 2	6,5	3912,10	3,90
S. Massa Mola 3	6,5	3079,55	3,46
S. Massa Mola 4	6,5	8300,38	5,69
S. Massa Mola 5	6,5	11987,09	6,83

De forma a determinar qual é a diferença de resultados entre os resultados experimentais e analíticos da bancada neste tipo de ensaio, comparou-se os resultados obtidos, determinando através dessa diferença, o erro por ensaio e o erro médio geral dos resultados fornecidos. Os resultados podem ser visualizados na tabela 10.

Tabela 10 – Erro da bancada em identificar a frequência natural do sistema massa - mola

	Resultado teórico [Hz]	Resultado prático [Hz]	Erro [%]
S. Massa Mola 1	4,42	4,47	1,11
S. Massa Mola 2	3,90	4,45	12,26
S. Massa Mola 3	3,46	4,55	23,86
S. Massa Mola 4	5,69	5,63	0,96
S. Massa Mola 5	6,83	7,93	13,85
		Erro médio [%]	10,41

Com base nos resultados da tabela 10, é possível a percepção de que quanto menor for a constante de rigidez da mola do sistema, maior será o erro da bancada em identificar a frequência natural do sistema massa mola.

4.3.4 – Determinar o coeficiente de amortecimento viscoso (C_c) para um sistema criticamente amortecido

O coeficiente de amortecimento viscoso para um sistema criticamente amortecido (C_c) foi determinado através das frequências de ressonância obtidas pela bancada e das frequências obtidas analiticamente, como pode ser visualizado na tabela 11.

Tabela 11 – Frequências naturais teóricas e ensaiadas

Sistema Massa - Mola	Massa [kg]	Mola [N/m]	fn teórica [Hz]	fn ensaiada [Hz]
Sistema 1	6,5	5006,75	4,42	4,47
Sistema 2	6,5	3912,10	3,90	4,45
Sistema 3	6,5	3079,55	3,46	4,55
Sistema 4	6,5	8300,38	5,69	5,63
Sistema 5	6,5	11987,09	6,83	7,93

Primeiramente foram usadas as frequências naturais teóricas a fim de se identificar qual seria o coeficiente ideal (teórico) para tais sistemas. Posteriormente utilizaram-se as frequências naturais encontradas a partir dos ensaios com a bancada para saber qual seria o coeficiente de amortecimento viscoso para um amortecimento criticamente amortecido, usando como referencia as informações fornecidas pela bancada.

Para saber qual é o erro da bancada neste tipo de ensaio, comparou-se os resultados obtidos por ensaios e através de equações obtendo-se então, um erro para cada ensaio e o erro médio geral dos resultados fornecidos. A partir da equação (2.17) chegou-se aos resultados que podem ser visualizados na tabela 12.

Tabela 12 – Erro da bancada em identificar o coeficiente de amortecimento crítico do sistema massa - mola

Sistema Massa - Mola	Cc teórico [Ns/m]	CC ensaiado [Ns/m]	Erro [%]
Sistema 1	360,80	364,84	1,11
Sistema 2	318,93	363,48	12,26
Sistema 3	282,96	371,65	23,86
Sistema 4	464,55	460,14	0,96
Sistema 5	558,27	648,01	13,85
Erro médio [%]			10,41

4.3.5 – Determinar a transmissibilidade de deslocamento (T_d) em sistemas amortecidos

Através de ensaios práticos realizados na bancada, utilizando molas já definidas no tópico 5.3.1, amortecedores definidos no item 5.3.2, um valor de massa padrão de 6,5 kg e uma frequência da roda motora de 4,5 Hz, foi possível identificar o deslocamento que foi transmitido do ressalto da roda motora para a massa em análise. Os resultados obtidos a partir da análise de deslocamento dos sistemas –

massa – mola – amortecedor (S.M.M.A) através da bancada podem ser visualizados na tabela 13.

Tabela 13 – Deslocamento dos corpos de prova

	K [N/m]	C [N.s/m]	Altura do ressalto [mm]	Deslocamento base [mm]
S.M.M.A 1	11987,09	296,38	8	9,5
S.M.M.A 2	5006,75	296,38	7	7,5
S.M.M.A 3	11987,09	1842,61	9	9,5
S.M.M.A 4	5006,75	1842,61	7	8
S.M.M.A 5	8300,38	2836,35	8	9

Para determinar o deslocamento analítico, foram levados em consideração os mesmos parâmetros e corpos de prova usados para determinar o deslocamento através do ensaio executado na bancada. Através da equação (2.19) chegou-se aos resultados da tabela 14:

Tabela 14 – Deslocamento teórico dos corpos de prova

	K [N/m]	C [N.s/m]	Altura do ressalto [mm]	Deslocamento teórico [mm]
S.M.M.A 1	11987,09	296,38	8	10,84
S.M.M.A 2	5006,75	296,38	7	8,15
S.M.M.A 3	11987,09	1842,61	9	9,16
S.M.M.A 4	5006,75	1842,61	7	9,04
S.M.M.A 5	8300,38	2836,35	8	8,04

Para saber qual é o erro da bancada neste tipo de ensaio, comparou-se os resultados obtidos por ensaios e através de equações obtendo-se então, um erro por ensaio e o erro médio geral dos resultados fornecidos. Os resultados podem ser visualizados a partir da tabela 15.

Tabela 15 – Erro no ensaio de transmissibilidade da bancada

	Deslocamento base [mm]	Deslocamento teórico [mm]	Erro [%]
S.M.M.A 1	9,5	10,84	12,36
S.M.M.A 2	7,5	8,15	7,98
S.M.M.A 3	9,5	9,16	3,71
S.M.M.A 4	8	9,04	11,50
S.M.M.A 5	9	8,04	11,94
Erro médio [%]			9,50

Com base nos resultados da tabela 15, é perceptível que o erro médio do ensaio é próximo aos resultados individuais de cada bateria, sendo possível atribuir este erro as perdas provenientes do atrito dos componentes do sistema e também a variabilidade da constante de rigidez das molas e do coeficiente de amortecimento viscoso dos amortecedores referente a sua não linearidade absoluta.

4.4 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A concepção da bancada se deu a partir dos itens 4.1 e 4.2 em que através desses itens seu conceito foi desenvolvido e fabricado. É possível afirmar que esta etapa teve grande importância não apenas para a bancada, como também para os autores. Tal etapa não apenas agregou conhecimento sobre vibrações, necessário para a definição do conceito da bancada, como também foi possível adquirir conhecimento a respeito de desenvolvimento e fabricação de um produto.

A partir dos resultados obtidos nos itens 4.3.1 e 4.3.2 é possível comprovar a afirmação de Rao (2008) em que o autor afirma que mesmo com valores próximos, a ideia de deformação linear não se aplica a realidade, necessitando então, conforme Crespo (1994) uma média aritmética para apresentar um valor com maior estabilidade para as análises.

Ao analisar o erro do ensaio proposto no item 4.3.3, é possível perceber a que, enquanto se manter uma mesma massa alterando somente uma variável do sistema, a partir de maiores constantes de rigidez da mola, menor será o erro do ensaio em comparação aos resultados analíticos. Isto se dá ao fato da mola estar sujeita a uma situação de compressão, em sua região inferior pela força do sistema oscilador e em sua região superior pela força da massa do corpo de prova, sendo

possível constatar que quanto menor for a constante de rigidez da mola, maior será o impacto absorvido por esta, não o transmitindo para a base do sistema de análise.

Como o coeficiente de amortecimento crítico é encontrado a partir da frequência natural do sistema massa – mola identificada no item 4.3.3, esta apresenta a mesma taxa de erro, não envolvendo ensaios práticos nesta etapa.

Por fim, a partir dos resultados obtidos no ensaio do item 4.3.5, referente a transmissibilidade de deslocamento nos sistemas amortecidos, é possível perceber que o erro médio do ensaio é bastante próximo dos resultados individuais de cada bateria, sendo possível atribuir este erro não somente as perdas provenientes do atrito dos componentes do sistema como também a variabilidade da constante de rigidez das molas e do coeficiente de amortecimento viscoso dos amortecedores referente a não linearidade absoluta destes componentes.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo do presente trabalho foi desenvolver e analisar, através de uma pesquisa exploratória, uma bancada didática que sirva como ferramenta de auxílio durante a aprendizagem de estudantes no estudo de vibrações mecânicas, forneça dados referentes às propriedades mecânicas de molas e amortecedores, que simule variadas frequências, com a finalidade de se visualizar a reação de um sistema composto por massa e mola quando em ressonância, a fim de se dimensionar o amortecedor desejado para este sistema e que indique qual a transmissibilidade recebida pelo sistema nas variadas frequências com diferentes fatores de amortecimento.

Através dos resultados obtidos e do conceito proposto, o objetivo do trabalho é alcançado. Nos itens 4.1 e 4.2 desenvolveu-se, baseando-se no conceito de Rao (2008), os elementos funcionais de uma bancada didática que simule os efeitos apontados por um sistema excitado por vibrações. A partir dos elementos desenvolvidos no item 4.3, é possível ensaiar e analisar todos os fenômenos citados nos objetivos específicos do trabalho, além de que, através do item 3.2, roteiros foram elaborados a fim de padronizar estes ensaios. Também é válido citar que com o conceito proposto outros ensaios podem ser elaborados.

Conclui-se que por mais que alguns dos fenômenos envolvendo o sistema massa-mola-amortecedor demonstrados pela bancada didática possam ser encontrados através de equações, um melhor aprendizado sobre o fenômeno é dado de forma prática ficando, portanto, como principal contribuição deste trabalho a possibilidade de ilustrar experimentalmente os diversos conceitos envolvendo o fenômeno de vibrações.

Como sugestão para trabalhos futuros é possível citar a análise estrutural da bancada a fim de verificar se sua estrutura é a correta para a função proposta e a influencia da transmissibilidade de deslocamento em sistemas com diferentes fatores de amortecimento, aprimorar a base do sistema de análise e os instrumentos de medição do sistema de leitura para resultados mais precisos e uma análise da transmissibilidade de deslocamento e efeito sofrido pelo sistema quando submetido a amortecimentos subamortecidos, criticamente amortecidos e superamortecidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A ressonância. Seará. Disponível em: <<http://www.seara.ufc.br/tintim/fisica/ressonancia/ressonancia4.htm>>. Acesso em: 28 agosto 2013.

ÁLVAREZ, B. A; LUZ, A. M. R. D. Curso de física: volume 2. São Paulo: Scipione, 2000.

BISCUOLA, G. J; BÔAS, N. V; DOCA, R. H. **Tópicos de Física 2: Termologia, Ondulatória e Óptica**. 1ª Edição. Editora Saraiva. São Paulo, 2001.

BERTULANI, C. **Oscilações**. 1999. Disponível em: <<http://www.if.ufrj.br/~bertu/fis2/oscila/oscilacoes.html>>. Acesso em: 20 setembro 2013.

BORTOLAIA, L. A; RASIA, L. A; VALDIERO, A. C. **Desenvolvimento de uma Bancada didática para ensaio de Pórticos como objeto educacional na engenharia**. Disponível em: < <http://www.abenge.org.br/CobengeAnteriores/2011/sexoestec/art2117.pdf>>. Acesso em: 26 março 2013.

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005

CAETANO, M. **A Borracha no Amortecimento de Vibrações**, 2011. Disponível em: < http://www.ctb.com.pt/?page_id=1189>. Acesso em: 24 outubro 2013.

CRESPO, A, A. **Estatística fácil**. 11ª Edição. Editora Saraiva. São Paulo, 1994.

FERREIRA, H.T. **Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em MatLab-Simulink**. Universidade de São Paulo. São Carlos, 2003.

GHELLER, J. **Avaliação do isolamento de vibrações por elastômeros**. SENAI-CETEPO. ([s.d]). Disponível em: <<http://www.borrachaatual.com.br/adm/materias/faed5f3fb22146251d4dccb3ccc842fa.pdf>> Acesso em: 30 Outubro 2013.

GIORDANI, R. E; JURACH, P. J; RODRIGUES, M. J. **Bancada didática de Pneumática**. CEFET. Rio Grande do Sul, 2003.

JUNG, C. F. **Metodologia Para Pesquisa e Desenvolvimento**. Editora Axcel Books do Brasil. Rio de Janeiro, 2004

IIDA, I. **Ergonomia: Projeto e produção**. 2. Ed. São Paulo. Ed. Edgard Blücher, 2005.

MIALHE, L. G. **Máquinas agrícolas: Ensaio & Certificação**. Fundação de Estudos agrários Luiz de Queiroz- CNPQ-PADCT / TIB-FEALQ, 1996.

MIGUEL, L. F. F. **Introdução ao Estudo de Vibrações**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2006.

PIOVESANA, L. **Desenvolvimento de Produto**. 2009. Disponível em: <<http://www.saiadolugar.com.br/marketing/desenvolvimento-de-produto/>> .Acesso em: 5 novembro 2013.

Portal São Francisco. **Amortecedor**. ([s.d]). Disponível em: <<http://www.portalsaofrancisco.com.br/alfa/mecanica-amortecedor/mecanica-amortecedor-3.php>>. Acesso em: 30 outubro 2013.

PROVENZA, F. **Projetista de máquinas**: pro-tec. São Paulo: F. Provenza, 1978.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª Edição. Editora Pearson. São Paulo, 2008.

SILVA, D. C. M. **Representação gráfica da Lei de Hooke**. ([s.d]). Disponível em: <<http://www.alunosonline.com.br/fisica/representacao-grafica-lei-hooke.html>>. Acesso em: 30 outubro 2013.

SOARES, M. **Vibrações Mecânicas**. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/mecn/mvbr130.shtml>>. Acesso em: 18 agosto 2013.

SOEIRO, N. S. Curso de fundamentos de vibrações e balanceamento de rotores. Universidade Federal do Pará. Pará, 2008 Disponível em: <<http://www.ufpa.br/gva/Apostilas/Fundamentos%20de%20%20Vibracao.pdf>>. Acesso em: 12 agosto 2013.

SOUZA, C. A. W. **Frequências naturais, harmônicos e sobretons**. 2009. Disponível em: <http://www.das.inpe.br/~alex/FisicadaMusica/fismus_freqnat.htm>. Acesso em: 28 maio 2013.

SORIO, W. **O que é benchmarking?**, ([s.d]). Disponível em: <<http://www.guiarh.com.br/z59.htm>>. Acesso em: 15 novembro 2013.

TENNECO. **Amortecedores**, ([s.d]). Disponível em: <http://www.sa-tenneco-automotive.com/brasil/pdf/manual_amortecedor.pdf>. Acesso em: 28 maio 2013.